

УДК 621.941

В.О. Залога, д-р техн. наук, Ю.В. Шаповал, Суми, Україна

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНОГО СТАНУ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СИСТЕМИ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ПОЛОЖЕННЯ ДВИГУНА ПРИВОДУ ПОДАЧ

Одним із ефективних методів інтенсифікації процесів механічного оброблення є підвищення швидкості різання. Особливо це стосується чистових і напівчистових операцій, на яких збільшення глибин різання та подач супроводжується суттєвим погіршенням якості обробленої поверхні. На форму і рівень коливань при обробці впливає значна кількість факторів: точність виготовлення елементів оброблювальної системи, спосіб закріплення заготовки, жорсткості окремих елементів системи, їхнє розташування, внутрішні дефекти в них тощо. Метою даної роботи є визначення аналітичним методом власних форм і частот для моделі верстату 1700ВФ30 при двох варіантах встановлення двигуна приводу позаддовжньої подачі, та експериментальна перевірка отриманих розрахунків.

Ключові слова: технологічна система, динамічний стан, двигун приводу подач

Одним из эффективных методов интенсификации процессов механической обработки является повышение скорости резания. Особенно это касается чистовых и получистовых операций, на которых увеличение глубин резания и подач сопровождается существенным ухудшением качества обработанной поверхности. На форму и уровень колебаний при обработке влияет значительное количество факторов: точность изготовления элементов обрабатываемой системы, способ закрепления заготовки, жесткости отдельных элементов, их расположение, внутренние дефекты в них и тому подобное. Целью данной работы является определение аналитическим методом собственных форм и частот для модели станка 1700ВФ30 при двух вариантах установки двигателя привода продольной подачи, и экспериментальная проверка полученных расчетов.

Ключевые слова: технологическая система, динамическое состояние, двигатель привода подач

One of the effective methods of intensification of machining is to increase the cutting speed. This is especially true of finishing operations, which increase the depth of cut and feed accompanied by a significant deterioration in the quality of surface finish. In form and level fluctuations affect the processing of a large number of factors: the precision manufacturing of system elements, fixing method blanks, stiffness of individual system elements, their location, internal defects in them more. The aim of this study is to determine their own forms of analytical method and frequency model 1700VF30 Machine installation at two variants of the engine over the longitudinal feed, and experimental verification of received payments.

Key words: technological system, dynamic status, feed drive motor

Вступ

Машинобудівні підприємства в сучасних умовах ринкових відносин змушені постійно прагнути до підвищення продуктивності технологічних процесів шляхом їхньої інтенсифікації. Разом з тим, використання методу інтенсифікації режимів різання за рахунок підвищення швидкості різання (наприклад, для процесів з обертальним головним рухом різання шляхом підвищення частоти обертання шпинделя) досить часто стримується, головним чином, втратою динамічної стабільності обробної технологічної

системи (ОТС) і, відповідно, погіршенням вихідних показників (якості обробленої поверхні, стійкості різальних інструментів, термін служби обладнання тощо) процесу оброблення за рахунок коливань неприпустимо великої амплітуди, що виникають при цьому. У деяких випадках ці коливання (як вимушені, так і автоколивання [1, 2]) можуть призводити і до аварійних ситуацій внаслідок поломки найменш міцних елементів ОТС. Особливо небезпечними і небажаними є резонансні коливання – явища, що характеризується різким зростанням амплітуди коливань, яке настає при збігу частоти власних коливань відповідного елемента ОТС, наприклад, з частотою обертання шпинделя, як збудника виникнення цих коливань. Відомо [3], що на форму і рівень коливань, які виникають у процесі високошвидкісного оброблення впливає значна кількість факторів: якість(точність) і спосіб закріплення заготовки, жорсткості окремих елементів ОТС, їхнє розташування, внутрішні дефекти в них тощо.

Аналіз мод коливань (експериментальним або аналітичним методами) є ефективним способом визначення динамічних характеристик тих чи інших конструкцій на основі результатів вимірювань і аналізу вимушених механічних коливань. Ці методи ефективні в широкій області інженерної діяльності та використовуються при дослідженні різного роду конструкцій.

У процесі експериментального аналізу сполучені з аналізатором датчик сили і акселерометр дозволяють проводити одночасні вимірювання збуджуючої динамічної сили і результуючих механічних коливань відповідних елементів досліджуваної конструкції. У результаті обробки даних, здійснюваної аналізатором, отримується інформація, необхідна для визначення динамічних характеристик досліджуваної конструкції. Ця інформація може бути використана для внесення змін у конструкцію верстата. Також цей метод може бути використаний для моніторингу конструкцій. У результаті експлуатації у верстаті можуть відбуватися втомні деформації, мікротріщини, які не призводять до змін геометричних розмірів верстата, але призводять до зміни динамічних характеристик конструкції. Аналіз цих змін дозволяє прогнозувати проведення регламентних робіт з технічного обслуговування, впроваджувати вдосконалення конструкцій при модернізації та ін.

Проте, не завжди є раціональним проведення експериментального модального аналізу, який може бути застосованим тільки вже для виготовленої конструкції. Разом з тим, вже на стадії проектування більшості систем важливо наперед знати (прогнозувати) динамічні властивості майбутнього виробу. За допомогою програмного пакету ANSYS методом скінчених елементів можливо провести модальний аналіз аналітичним способом, при цьому врахувати всі недоліки спроектованої системи.

Метою даної роботи є визначення аналітичним методом за допомогою програмного комплексу ANSYS власних форм і частот для моделі верстату 1700ВФ30 при двох варіантах встановлення двигуна приводу повздовжньої подачі (рис. 1) та експериментальна перевірка отриманих розрахунків за допомогою реального верстата 1700ВФ30.

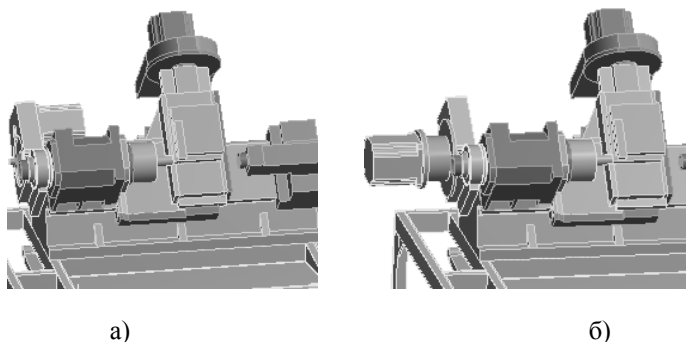


Рисунок 1 – Моделі верстату 1700ВФ30 з різним положенням двигуна приводу повздовжньої подачі

Основна мета дослідження – це виявлення тих частот обертання шпинделя, на яких з'являються резонансні явища для двох схем розташування двигуна приводу повздовжньої подачі: з положенням двигуна приводу з передачею крутного моменту через зубчасті колеса (рис. 1, а) та положенням двигуна приводу повздовжньої подачі з передачею крутного моменту безпосередньо на вісь через муфту (рис. 1, б).

Опис моделі і розрахунку верстату в програмному комплексі ANSYS

Основні вузли проектного стану: станина, основа, передня бабка, задня бабка, каретка, супорт, двигун та редуктори. Проектування виконували за допомогою програми КОМПАС. Загальний вигляд моделі та структурна сітка верстату показані на рис. 2.

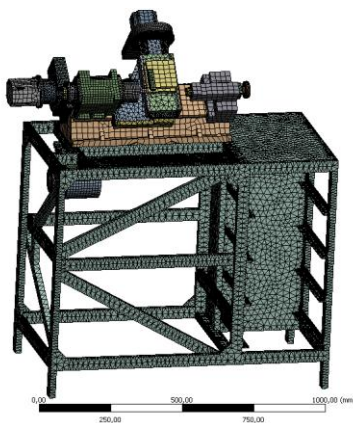


Рисунок 2 – Скінчено-елементна сітка випробуваного верстату

Дослідження частоти власних коливань проводилося за допомогою програми ANSYS методом скінченних елементів. Більш детальний опис 3D моделі верстату 1700ВФ30, перевірка її на адекватність та розроблені авторами методики дослідження викладено в роботі [4].

Результати експериментальних та теоретичних досліджень верстату та їх аналіз

В результаті дослідження стану, при сталому встановленні вузлів верстату під час постійного збільшення частоти обертання шпинделя були отримані амплітудно-частотні характеристики - залежність впливу частоти обертання на амплітуду коливання шпинделя (рис. 3).

З графіка видно, що максимальні значення амплітуд коливань шпинделя для верстату з положенням двигуна приводу повздовжньої подачі, як показано на рис. 1 (а), мають місце при частотах обертання шпинделя $n = 7800$ об/хв та $n = 8870$ об/хв.

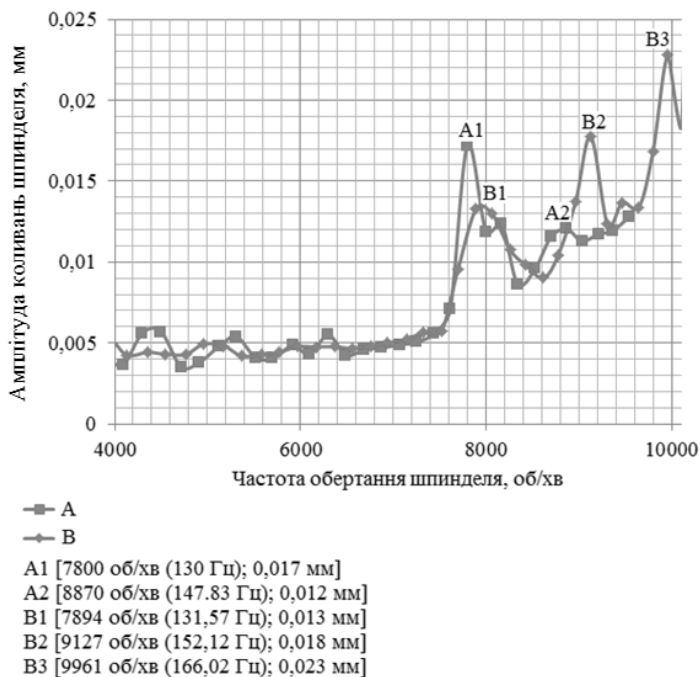


Рисунок 3 – Графік залежності впливу частоти обертання на амплітуду коливань шпинделя

Для верстату з положенням двигуна приводу повздовжньої подачі, як показано на рис. 1 (б), максимальні амплітуди коливань шпинделя спостерігаються при $n = 7894$ об/хв, $n = 9127$ об/хв та $n = 9961$ об/хв. Це пояснюється резонансом верстату, при таких частотах обертання шпинделя. Як можна помітити, власні частоти збільшуються для верстату з положенням двигуна для приводу повздовжньої подачі, як показано на рис. 1 (б). Найхарактерніший резонанс легко можна почути за характерним для нього шумовим ефектом при $n = 7800$ об/хв для верстату, зображеного на рис. 1 (а), і при $n = 9960$ об/хв. для верстату, зображеного на рис. 1 (б). Шуми та вібрації в цих випадках максимально виражені. Як видно з графіка, величина коливань шпинделя спадає при зміні частот обертання шпинделя за межами вказаних величин.

На рис. 4 наведені форми коливання шпинделя розраховані методом скінчених елементів за допомогою програмного пакету ANSYS, а у табл. 1 значення експериментальних і розрахованих резонансних частот коливання шпинделя. Видно, що похибка не перевищує 2,5%.

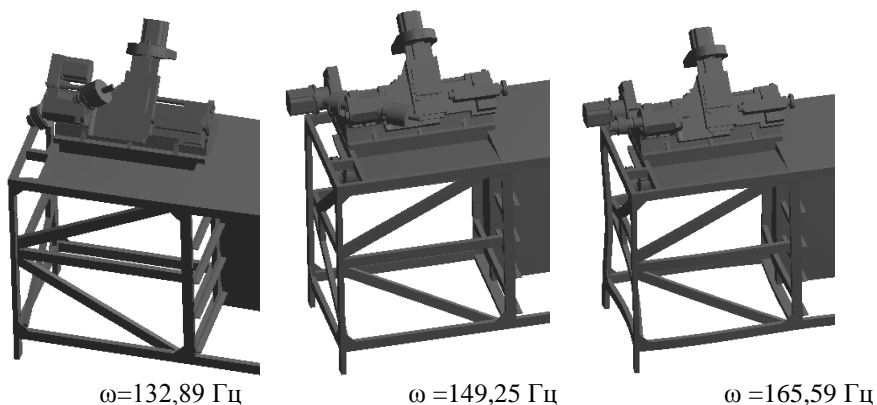


Рисунок 4 – Розраховані форми коливань при резонансі шпинделя

Таблиця 1 – Значення експериментальних і розрахованих резонансних частот коливання шпинделя

Форма коливань (з рис. 3)	Частота з експерименту, Гц	Частота з розрахунку, Гц	Похибка, %
A1	130,00	132,89	-2,22
A2	147,83	149,27	-0,97
B1	131,57	132,76	-0,90
B2	152,12	149,25	1,89
B3	166,02	165,59	0,26

При обертанні шпинделя зі швидкостями, близькими до резонансних $n = 7800$ об/хв і $n = 9000$ об/хв. спостерігаються радіальні коливання шпинделя у горизонтальній і вертикальній площинах відповідно. При резонансній частоті обертання шпинделя $n = 10000$ об/хв спостерігається осьове коливання шпинделя.

При резонансних частотах обертання шпинделя $n = 7800$ об/хв і $n = 9000$ об/хв. спостерігаються радіальні коливання шпинделя у горизонтальній і вертикальній площинах відповідно. При резонансній частоті обертання шпинделя $n = 10000$ об/хв спостерігається осьове коливання шпинделя.

Залежність впливу частоти обертання шпинделя на коливання станини показана на рис. 5. З графіка видно, що максимальні амплітуди коливань станини при мають місце при частотах обертання шпинделя $n = 4500$ об/хв, $n = 5700$ об/хв, $n = 7250$ об/хв та $n = 8530$ об/хв для верстату з положенням двигуна приводу повздовжньої подачі, як показано на рис. 1 (а).

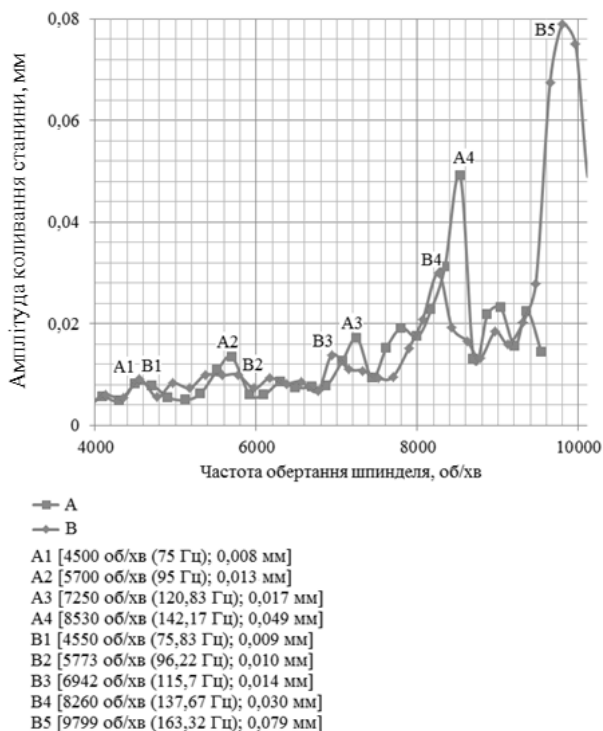


Рисунок 5 – Графік залежності впливу частоти обертання шпинделя на амплітуду коливань станини

Для верстату з положенням двигуна приводу повздовжньої подачі, як показано на рис. 1 (б) максимальні амплітуди коливань станини спостерігаються при $n = 4550$ об/хв, $n = 5773$ об/хв, $n = 6942$ об/хв, $n = 8260$ об/хв. та $n = 9799$ об/хв., що пояснюється резонансними явищами, які супроводжують процес оброблення, при таких частотах обертання шпинделя.

На рис. 6 показані розрахункові форми коливання станини в залежності від частот обертання шпинделя.

В табл. 2 наведені значення експериментальних і розрахованих резонансних частот для станини.

Похибка не перевищує 5%.

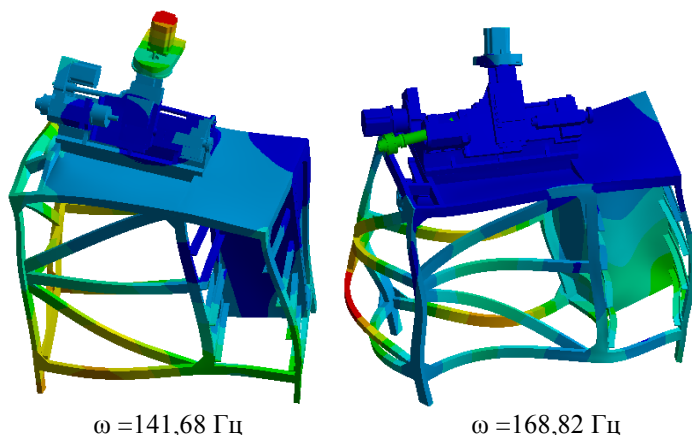


Рисунок 6 – Розраховані форми коливань при резонансі станини

Таблиця 2 – Значення експериментальних і розрахованих резонансних частот для станини

Форма коливань (з рис. 5)	Частота з експерименту, Гц	Частота з розрахунку, Гц	Похибка
A1	75,00	78,27	-4,36
A2	95,00	96,14	-1,2
A3	120,83	121,26	-0,36
A4	142,17	141,68	-0,34
B1	75,83	76,88	-1,38
B2	96,22	95,82	0,42
B3	115,7	120,65	-4,28
B4	137,67	139,38	-1,24
B5	163,32	168,82	-3,37

Висновки

Зміна положення основних вузлів верстата (на прикладі двигуна приводу подач поздовжньої осі) суттєво впливає на зміну амплітудно-частотної характеристики всього верстата в цілому. При цьому встановлено, що змінюються не тільки зміна значень амплітуд, а й їх положення на осі частот. Особливо помітні ці зміни при частотах обертання шпинделя вище 6 000 об/хв., тобто більші за 100Гц. Тому, при проектуванні обладнання для обробки деталей з частотами обертання понад 6 000 об/хв слід ретельніше, тобто з обов'язковим аналізом динамічного стану обробної технологічної системи в залежності від компоновки верстата та його кінематики, а також а положення основних вузлів (мас) відносно зони обробки.

Список використаних джерел: 1. Кудинов, В. А. Динамика станков [Текст] / В. А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 367 с. 2. Жарков, И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом [Текст] / И. Г. Жарков. – Л.: Машиностроение, 1986. – 184 с. 3. Мазур, М. П. Основи теорії різання матеріалів [Текст]: підручник / М.П. Мазур, Ю.М. Внуков, В.Л. Доброскок, В.О. Залого, Ю.К. Новоселов, Ф.Я. Якубов; під заг. ред. М.П. Мазура. – 2-е вид. перероб. і доп. – Львів: Новий Світ-2000, 2011. – 422 с. 4. Залого В. О. Скінчено-елементний аналіз динамічного стану металообробної технологічної системи / В.О. Залого, Ю.В. Шаповал, К.А. Дрофа // Технологический аудит и резервы производства. – 2016. – №3. – С. 33-39.

Bibliography (transliterated): 1. Kudinov, V. A. Dinamika stankov [Tekst] / V. A. Kudinov. — M.: Mashinostroenie, 1967. — 367 s. 2. Zharkov, I. G. Vibracii pri obrabotke lezviynym instrumentom [Tekst] / I. G. Zharkov. — L.: Mashinostroenie, 1986. — 184 s. 3. Mazur, M. P. Osnovi teorii rizannja materialiv [Tekst]: pidruchnik / M. P. Mazur, Ju. M. Vnukov, V. L. Dobroskok, V. O. Zaloga, Ju. K. Novoselov, F. Ja. Jakubov; pid zag. red. M. P. Mazura. — 2-e vid. pererob. i dop. — L'viv: Novij Svit-2000, 2011. — 422 s. 4. Zaloga V. O. Skincheno-elementnij analiz dinamichnogo stanu metaloobrobnoi tehnologichnoi sistemi / V. O. Zaloga, Ju. V. Shapoval, K. A. Drofa. // Tehnologicheskij audit i rezervy proizvodstva. — 2016. — №3. — S. 33–39.